

TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN TOIMIALA

Kone- ja tuotantotekniikka

Tuotesuunnittelu

INSINÖÖRITYÖ

JÄTEVESIPUMPUN JALUSTAN VÄRÄHTELYTUTKIMUS

**Työn tekijä: Heikki Valkonen
Työn valvoja: Jyrki Kullaa
Työn ohjaaja: Olli Piispanen**

Työ hyväksytty: __. __. 2008

**Jyrki Kullaa
yliopettaja**

ALKULAUSE

Tämä insinöörityö tehtiin Grundfos Environment Finlandille (GEF). Insinöörityön aiheen suunnitteli työn ohjaaja Olli Piispanen. Työn aloitin syksyllä 2007.

Insinöörityön aikana arvokkaista neuvoista ja avunannosta testauksessa tahdon kiittää diplomi-insinööri Olli Piispasta, laboratorioteknikko Timo Starkia, diplomi-insinööri Heikki Yli-Korpelaa, tekniikan lisensiaatti Lasse Ilvestä sekä insinööri Tapio Ikosta. Myös valvojaani yliopettaja Jyrki Kullaata haluan kiittää häntä työn aikana antamistaan tiedoista.

Haluan myös kiittää avopuolisoani Katja Haviaa ja vanhempiani heidän antamastaan tuesta työtä tehdessäni sekä koko opiskeluaikana.

Lopuksi haluan muistaa hyvää ystävääni Jussi Tynkkystä, joka kuoli onnettomuudessa lokakuussa 2007.

Helsingissä 14.4.2008

Heikki Valkonen

INSINÖÖRITYÖN TIIVISTELMÄ

Tekijä: Heikki Valkonen	
Työn nimi: Jätevesipumpun jalustan värähtelytutkimus	
Päivämäärä: 14.4.2008	Sivumäärä: 43 s. + 2 liitettä
Koulutusohjelma: Kone- ja tuotantotekniikka	Suuntautumisvaihtoehto: Tuotesuunnittelu
Työn valvoja: Jyrki Kullaa	
Työn ohjaaja: Olli Piispanen	
<p>Tässä insinöörityössä tutkittiin jätevesipumpun runkokokojen 66 ja 70 jalustaa. Grundfos Environment Finlandilla on kolme erilaista pumpunkiihinnitystapaa. Tässä työssä perehdyttiin 3-version jalustaan. Moottori on kiinni pystysuorassa asennossa kolmijalan päällä.</p> <p>Työn tarkoituksena oli analysoida jätevesipumpun jalustaa. Jalustaa tutkittiin aluksi keuhkeellisesti etsimällä jalustan ominaistuuksia. Ominaisuuksia selvitettiin värähtelymittauksen avulla sekä simuloinnilla. Jalustaa haluttiin saada jäykemmäksi, jotta pumppu ei tärisisi niin paljon. Samalla tarkasteltiin myös ominaistuuksien muutoksia.</p> <p>Työn alussa pumpun kokoonpano rakennettiin ja asennettiin kiihtyvyyssanturit paikalle. Testeissä saatiin sopivaa dataa analysointia varten. MatLab-ohjelmalla datasta saatiin kiihtyvyysskäyrä sekä tehospektri. Testien avulla saadut tiedot käytettiin hyväksi suunnittelussa uutta rakennetta jalustalle.</p> <p>Työn tarkoituksena oli löytää parempi rakenne jalustalle, jotta tärinää saataisiin pienennettyä. Uutta jalustaa ei valmistettu, vaan asia todistetaan FEM – laskennalla.</p>	
Avainsanat: jätevesipumpunjalusta, värähtely, ominaistuuksia, resonanssi	

ABSTRACT

Name: Heikki Valkonen	
Title: Vibration Analysis of Waste Water Pump Stand	
Date: 14 April 2008	Number of pages: 43
Department: Machine and Production Engineering	Study Programme: Machine Design
Instructor: Jyrki Kullaa	
Supervisor: Olli Piispanen	
<p>The purpose of this final project was to study the stand (frame size 66-70) of a waste water pump. Grundfos Environment Finland has three different pump attachments. This study focuses on the third version stand. The engine is attached vertically on the stand.</p> <p>The objective of this thesis was to make the stand more rigid by reducing the vibration of the pump. First the stand was examined experimentally by exploring the specific frequency of the stand. The specific frequency was defined by means of a vibration measurement. In addition, simulation was used as a study method. Moreover, the changes in specific frequency were observed.</p> <p>In the beginning, the pump was assembled and the acceleration sensors were installed. The tests provided proper data for the analysis. MatLab program was used to create an acceleration curve and power spectrum. The test results were exploited in the design of a new construction for the stand.</p> <p>The purpose of the thesis was to develop a better construction for the stand in order to decrease the vibration. No new stand was manufactured, but the case was proved using the FEM calculation.</p>	
Keywords: waste water pump stand, vibration, specific frequency, resonance	

SISÄLLYS

ALKULAUSE

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1	JOHDANTO	1
2	VÄRÄHTELYN PERUSTEET	3
2.1	Värähtelyn synty	3
2.2	Yhden vapausasteen värähtelijä	3
2.3	Harmoniset värähtelytyypit	4
2.3.1	<i>Vapaa vaimentamaton värähtely</i>	4
2.3.2	<i>Vapaa vaimennettu värähtely</i>	6
2.3.3	<i>Pakkovärähtely</i>	8
3	VÄRÄHTELYMITTAUKSEN SEKÄ SIGNAALINKÄSITTELYN PERUSTEET	11
3.1	Värähtelymittaus	11
3.2	Mittausanturit	11
3.2.1	<i>Siirtymäanturi</i>	11
3.2.2	<i>Nopeusanturi</i>	12
3.2.3	<i>Kiihtyvyyssanturi</i>	12
3.3	Mittauspaikan valinta	13
3.4	Signaalinkäsittelyn perusteet	13
3.5	Näytteenottotaajuus	13
3.6	FFT- muunnos	14
3.7	Laskostuminen	15
4	JÄTEVESIPUMPUN JALUSTAN KOKEELLINEN TARKASTELU	17
4.1	Pumpun kokoonpano	17
4.1.1	<i>Moottori</i>	17
4.1.2	<i>Pumppupesä</i>	17
4.1.3	<i>Juoksupyörä</i>	17
4.1.4	<i>Jalusta</i>	18
4.2	Koejärjestelyt	18
4.3	Testauksen teoriaa	21
4.4	Iskutestaus	24
4.5	Epätasapainoilla testaus	25

5	JÄTEVESIPUMPUN JALUSTAN RAKENNEMODIFIKAATIOIDEN ANALYSOINTI	28
5.1	Tietokoneella simulointi	28
5.2	Ensimmäinen kokeiluversio	30
5.3	Toinen kokeiluversio	32
5.4	Kolmas kokeiluversio	34
5.5	Taajuusvasteanalyysi	36
5.6	Muita modifikaatio ehdotuksia	41
6	YHTEENVETO	42
	VIITELUETTELO	1

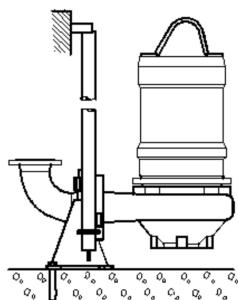
LIITTEET

Liite 1. Laipan työpiirustus

Liite 2. Jalustan työpiirustus

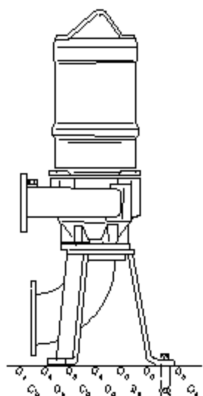
1 JOHDANTO

Grundfos Environment Finland valmistaa jätevesipumppuja sekä jätevesipumppaamoita. Jätevesipumppuilla on kolme erilaista asennustapaa. Asennustapa 1 on pystyasentoinen (kuva 1), jossa pumppu lasketaan johdeputkien avulla altaaseen. Pumppu kytkeytyy oman painonsa ansiosta uppoliittimeen kiinni, johon on kiinnitetty paineputki.



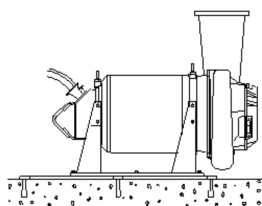
Kuva 1. Asennustapa 1

Asennustapa 3 on pystyasentoinen asennus jalustalle (kuva 2), jossa pumppu kytketään imu- ja paineputkistoon laippaliitoksilla.



Kuva 2. Asennustapa 3

Asennustapa 6 on vaaka-asentoinen asennus alustalle (kuva 3), jossa pumppu liitettyä imu- ja paineputkistoon laippaliitoksilla



Kuva 3. Asennustapa 6

Tässä työssä tutkitaan kokeellisesti jätevesipumpun jalustan ominaisuuksia. Työn tavoitteena on löytää jäykempi rakenne jalustalle, jotta pumpun tärinää saataisiin pienennettyä.

Jätevesipumpun tärinäarvot ovat huomattavasti suurempia kuin tavallisten puhdasvesipumppujen. Tämä johtuu siitä että jätevesipumpuissa käytetään pienempiä siipilukuja ja leveämpiä juoksupyörän solia.

Työssä tutkitaan asennustapa 3:n jalustaa, jossa moottori on kiinni pystyasennossa. Asennustapa 3 on selvästi heikoin pumppukiinnityksistä. Jalusta ei ole tarpeeksi jäykkä pumpun massaansa nähden.

Jalustan rakennetta lähdetään parantamaan ominaisuuksien perusteella. Tutkimuksessa pumppua ei ollut tehty normaalia käyttöä vastaavaksi. Moottori oli kiinni jalustassa, mutta siitä puuttui imukäyrä ja putkisto. Ominaisuuksia tutkittiin herätevoiman avulla. Juoksupyörän tilalle oli laitettu laippa, johon pystyi asentamaan epätasapainoa.

Työssä käytetään hyväksi myös tietokoneavusteista suunnittelua. Mallinnus toteutettiin Catia V5 -ohjelmalla. Ohjelmaa käytettiin ominaisuuksien, ominaismuotojen sekä taajuusvasteanalyysin laskemiseen. Uutta jalustan rakennetta ei valmistettu, vaan jäykempää rakennetta analysoitiin FEM:llä.

2 VÄRÄHTELYN PERUSTEET

Värähtely on fysikaalisen systeemin liikettä tietyn tasapainoaseman ympärillä. Useimmiten värähtely on haitallista koneissa ja rakenteissa. Värähtelyn haitat ilmenevät mm. lisääntyneinä jännityksinä rakenteissa, kestoiän lyhenemisenä, meluna ja energiahäviöinä. Värähtelyksi sanotaan tietyn tasapainoaseman ympärillä tapahtuvaa liikettä, jossa samat vaiheet toistuvat tietyin aikavälein; se on siis jaksollista liikettä. Värähtelijänä voi toimia esimerkiksi yksittäinen kappale, joka on kiinnitetty jouseen.

2.1 Värähtelyn synty

Kaikilla rakenteilla on massa ja jäykkyys, joiden suuruus ja jakautuminen ovat tärkeimmät rakenteen dynaamiseen käyttäytymiseen vaikuttavista tekijöistä. Värähtelevässä mekaanisessa systeemissä on vähintään yksi pistemäiseksi otaksuttu massa ja jousi, jolloin systeemillä on yksi vapausaste. Käytännössä systeemiin liittyy vielä vaimennus sekä heräte. /1, s. 13./

Jos massa liikkuu vain suunnassa x , sillä on yksi vapausaste eli liikesuunta. Koneissa ja muissa tarkasteltavissa laitteissa on useita vapausasteita. Jokainen piste voi siirtyä akselistossa kolmeen eri suuntaan pysty-, vaaka- ja aksiaali-akselilla. Näitä siirtymiä kutsutaan translaatioiksi. Jokainen piste pystyy myös kiertymään jokaisen akselin ympäri. Näitä kutsutaan rotaatioiksi.

2.2 Yhden vapausasteen värähtelijä

Yhden vapausasteen värähtelyn tunteminen perusteellisesti on erittäin tärkeää perusasioiden selvittämiseksi ja siksi, että monen vapausasteen systeemi voidaan yleensä palauttaa useaksi toisistaan riippumattomaksi yhden vapausasteen tapaukseksi. Kun kappaleella on massa m ja se liikkuu vain x -suunnassa, niin silloin sillä on vain yksi vapausaste eli liikesuunta. Tarkastellaan pistemäiseksi ja jäykäksi otaksutun massan liikettä, kun sillä on vain yksi siirtymävapausaste. Massaan vaikuttava hitaus- eli inertiaovoima F_1 on *Newtonin* toisen lain mukaan

$$F_1 = m\ddot{x}, \quad (1)$$

missä \ddot{x} on siirtymän toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys.

Kun kyseessä on kiertymävapausaste, voimasuure on momentti M_J ja massaa vastaava suure on massahitaus J , joka on mr^2 , missä r^2 on massahitaussäde. Tällöin

$$M_J = J\ddot{\varphi}, \quad (2)$$

missä $\ddot{\varphi}$ on kiertymän toinen aikaderivaatta eli kulmakiihtyvyys

2.3 Harmoniset värähtelytyypit

2.3.1 Vapaa vaimentamaton värähtely

Jaksollisen liikkeen perusmuoto on yksinkertainen harmoninen liike. Harmoninen liike voidaan esittää kaavalla

$$x(t) = X \cos \omega t, \quad (3)$$

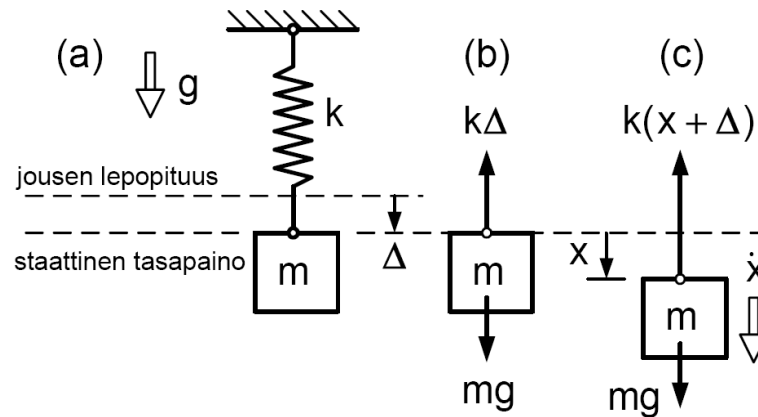
joka on kulmanopeudella ω pyörivän vektorin (pituus X) vaakakomponentti. Tässä,

t = aika [s]

ω = kulmanopeus eli kulmataajuus [rad/s]

X = amplitudi [m].

Kuvassa 4 on yhden vapausasteen vaimenemattoman ominaisvärähtelyn perusmalli, jonka muodostaa runkoon jousella kiinnitetty pistemassa m . Systemin kuvaamiseen käytetään tasapaino asemasta mitattua koordinaattia x . /2, s. 3.3./



Kuva 4. Ominaisvärähtelyn perusmalli [2, s. 3.3]

Kuvasta 4 (b) nähdään, että tasapainosta seuraa,

$$k\Delta - mg = 0 \rightarrow k\Delta = mg . \quad (4)$$

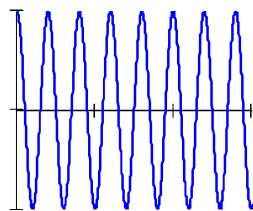
Soveltamalla *Newtonin II* lakia saadaan kuvasta 4 (c),

$$k(x + \Delta) - mg = -m\ddot{x} , \quad (5)$$

josta saadaan kaavan 4 avulla systeemin liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + kx = 0 . \quad (6)$$

Kun värähtelyamplitudi vapaassa värähtelyssä pysyy vakiona se tarkoittaa, että värähtely on vaimenematon (kuva 5). Käytännössä värähtelevään massaan vaikuttaa myös värähtelyä vaimentavia voimia. Värähtely voidaan kuitenkin kuvata harmonisen värähtelyn kaavalla 6, jos vaimentavat voimat ovat niin heikkoja, että amplitudin pieneneminen on merkityksetön. /3, s. 5./

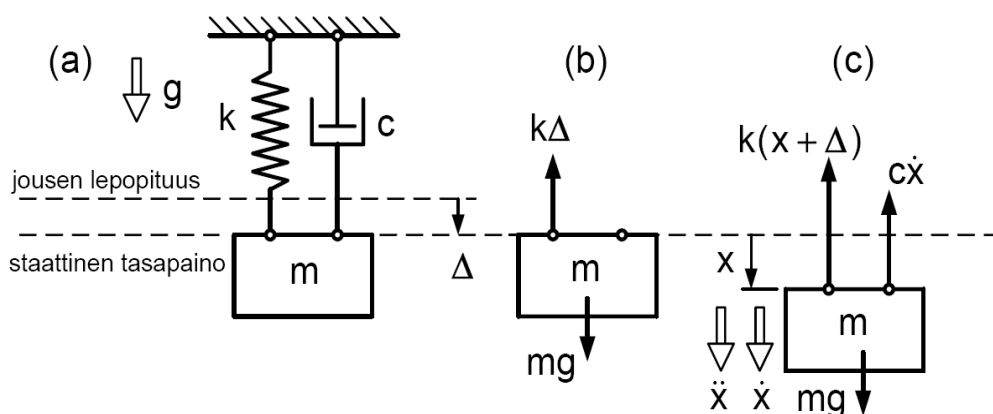


Kuva 5. Vapaa vaimentamaton värähtely

2.3.2 Vapaa vaimennettu värähtely

Kun värähtelijään kohdistuu vaimennus, mutta ei herätettä, kutsutaan sitä vapaaksi vaimenevaksi värähtelyksi. Värähtelyilmiö aiheutuu toistuvasta potentiaalienergian muuttumisesta liike-energiaksi ja takaisin. Energian säilymislain perusteella värähtelyn pitäisi kerran alkuun saatettuna jatkua loputtomiin, mutta liikettä vastustavat voimat kuten kitka muuttavat energiaa palautumattomaan muotoon lämmöksi ja näin värähtelyn amplitudi jakso jaksolta vaimenee. Yksinkertaisin mekaaninen värähtelijämalli on jousi-massa-vaimenninsysteemi. /2, s. 3.7–3.8./

Kuvassa 6 on viskoosisesti vaimennetun värähtelijän perusmalli.



Kuva 6. Vaimennettu värähtelijä [2, s. 3.7–3.8]

Kuvasta 6 (b) seuraa tulos

$$k\Delta - mg = 0 \rightarrow k\Delta = mg . \quad (7)$$

Kuvasta 6 (c) saadaan liikeyhtälö

$$k(x + \Delta) + c\dot{x} - mg = -m\ddot{x} , \quad (8)$$

josta seuraa värähtelijän liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 , \quad (9)$$

jossa

m = massa

c = vaimennuskerroin

k = jousivakio

x = siirtymä

\dot{x} = nopeus (siirtymän ensimmäinen aikaderivaatta)

\ddot{x} = kiihtyvyys (siirtymän toinen aikaderivaatta).

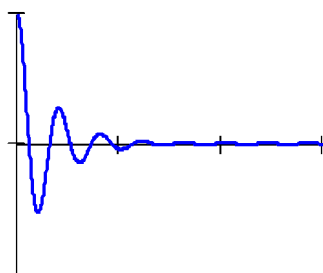
Kun kaava 9 jaetaan massalla m ja käyttämällä seuraavia merkintöjä,

$$c = 2\xi\omega m, \quad (10)$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m}, \quad (11)$$

saadaan liikeyhtälöstä standardimuotoinen

$$\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (\text{kuva 7}). \quad (12)$$



Kuva 7. Vapaa vaimennettu värähtely

Kaavassa 12 ξ on suhteellinen vaimennuskerroin. Suhteellinen vaimennus yhden vapausasteen systeemissä tarkoittaa todellisen vaimennuksen ja kriittisen vaimennuksen suhdetta.

$$\xi = \frac{c}{c_c}, \quad (13)$$

jossa

$$c_c = 2\sqrt{km}, \quad (14)$$

josta voidaan muodostaa suhteellisen vaimennuksen kaava

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}. \quad (15)$$

Käytössä on kolme erilaista vaimennustapausta:

- ylikriittinen vaimennus $\xi > 1$
- kriittinen vaimennus $\xi = 1$
- alikriittinen vaimennus $\xi < 1$

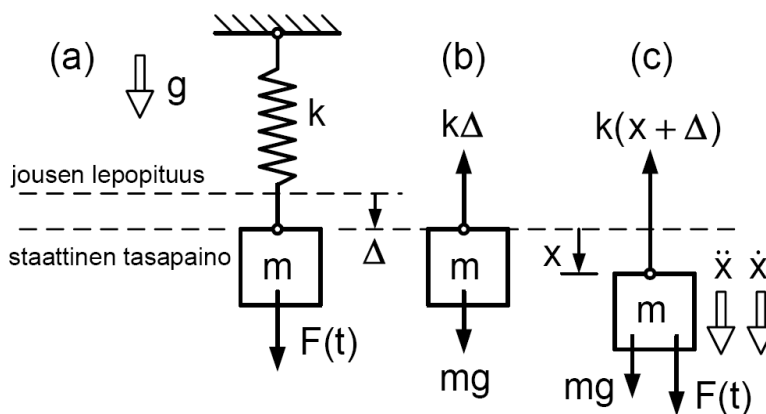
Systeemi värähtelee vain silloin kun vaimennus on alikriittinen. Kaikissa kolmessa tapauksessa liike kuolee pois. Vain jos vaimennus on nolla, liike ei pienene ajan mukana.

2.3.3 Pakkovärähtely

Kun mekaaniseen systeemiin tulee ulkoisia kuormituksia, aiheutuvaa värähtelyä kutsutaan pakkovärähtelyksi. Jos systeemissä on vaimennusta, kutsutaan sitä vaimenevaksi pakkovärähtelyksi. Sitä osaa pakkovärähtelystä, joka häviää systeemistä lyhyen ajan kuluessa, sanotaan transientiksi. Transientin värähtelyn hävittyä jäljelle jää pysyvä värähtely.

Värähtelyanalyysissa kutsutaan värähtelyn aiheuttajaa herätteeksi ja systeemissä olevaa liiketilaa vasteeksi. Harmoniselle herätteelle on tyypillistä, että syntyvä pakkovärähtely tapahtuu samalla taajuudella kuin herätevoima vaihtelee. Tavallisia harmonisen herätteen lähteitä ovat pyörivät ja edestakaisin liikkuvat koneenosat sekä itse koneen tai sen alustan liike.

Kuvassa 8 on lineaarisen yhden vapausasteen harmonisen pakkovärähtelijän perusmalli. Sen muodostavat jousi k , massa m ja siihen vaikuttava pakkovoima $F(t) = F_0 \sin \omega t$. Pakkovoiman lausekkeessa F_0 on sen amplitudi ja ω kulmataajuus. /4, s. 4.2/



Kuva 8. Pakkovärähtelyn perusmalli [4, s. 4.2]

Kuvan 8 (c) perusteella voidaan tehdä liikeyhtälö

$$k(x + \Delta) - mg - F(t) = -m\ddot{x}, \quad (16)$$

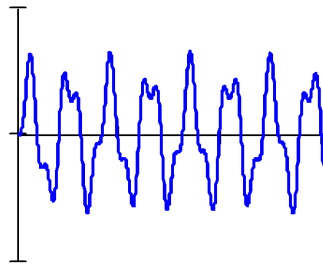
ja kun otetaan käyttöön kaava $k\Delta = mg$, saadaan sen perusteella systeemin liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + kx = F(t) = F_0 \sin \omega t. \quad (17)$$

Kun huomioidaan ominaiskulmataajuuden määritelmä $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$, menee liikeyhtälö muotoon

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t. \quad (18)$$

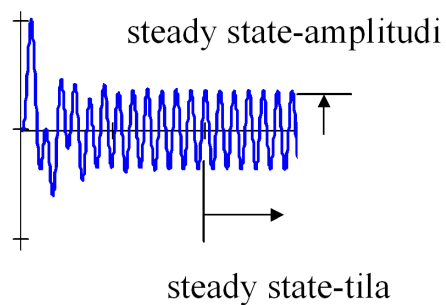
Pakkovärähtelyn kaavassa 18 ei ole vaimennusta mukana (kuva 9).



Kuva 9. Vaimentamaton pakkovärähtely

Vaimennetuissa systeemissä (kuva 10) värähtelyn amplitudi X riippuu kappaleen massasta m , jäykkyydestä k , vaimennuksesta c , kappaleeseen vaikuttavasta voimasta F sekä taajuudesta ω . Amplitudi saadaan kaavasta:

$$X = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}}, \quad (19)$$



Kuva 10. Vaimennettu pakkovärähtely

3 VÄRÄHTELYMITTAUKSEN SEKÄ SIGNAALINKÄSITTELYN PERUSTEET

3.1 Värähtelymittaus

Värähtelymittauksissa on tärkeää tietää, minkälaisesta värähtelystä mittaushetkellä on kyse. Lisäksi on tiedettävä, minkälaista dataa kohteesta halutaan, koska tarvittava tieto värähtelystä hankitaan tulevaa käyttöä silmälläpitäen. On valittava kyseiseen tapahtumaan parhaiten sopiva anturityyppi. On olemassa kolmea erilaista päätyyppiä olevaa anturia: siirtymä-, nopeus- ja kiihtyvyyssantureita. Lisäksi voidaan värähtelyn mittauksiin käyttää paineantureista saatavaa painevärähtelytietoa. Mittauspaikalla on myös varsin oleellinen merkitys halutun tiedon saannille. Riippuen anturin asennuspaikan valinnasta se voi olla rakenteen solmu- tai kupukohdassa, joista saadaan varsin erilaista tietoa. Solmukohtia tulisi välttää ja pyrkiä käyttämään mittauspaikkana kupukohtaa.

Värähtelyn mittaus siirtymänä ilmaisee kohteen sijainnin suhteessa vertailupisteeseen. Värähtelyn mittaus nopeutena ilmaisee kappaleen kulkeman siirtymän tietyn ajanhetken kuluessa. Värähtelyn mittaus kiihtyvyytenä ilmaisee kappaleen nopeuden muutoksen tietyn ajanhetken kuluessa. Kullakin mittaussuureella on omat anturinsa, jotka poikkeavat rakenteeltaan ja toimintaperiaatteeltaan toisistaan selvästi. /5, s. 54./

3.2 Mittausanturit

Mitattavassa kohdassa signaalin muodostaa mittausanturi. Anturien tehtävä on kohdetta kuvaavan tiedon hankkiminen. Yleisimmät mittausanturit ovat siirtymä-, nopeus- ja kiihtyvyyssanturit. Kuitenkin anturin mitattavaa suuretta voidaan derivoida tai integroida, jolloin se muuttuu toiseksi.

3.2.1 Siirtymäanturi

Tavallisesti värähtelymittauksessa käytettävät siirtymäanturit ovat tyypiltään pyörrevirta-antureita. Anturissa on oskillaattori, jonka kela muodostaa tuntopinnan. Kun metalliesine lähestyy kelan kautta kulkevaa, vaihtovirran muodostamaa magneettikenttää, aiheuttavat kenttään syntyvät pyörrevirrat piirissä impedanssinmuutoksen. Se saa aikaan anturin ulostulojännitteeseen muutoksen, joka riippuu tuntokelan ja metalliesineen välisestä etäisyydestä. Kiihtyvyyssantureihin verrattuna induktiivisen anturin etuna on, että se toimii kosketuksettomasti ja se, että myös hyvin

matalataajuisten värähtelyjen mittaaminen on mahdollista. Siirtymäanturien vaikeutena on se, että ne joudutaan kalibroimaan ennen mittausta. /6, s. 12/

3.2.2 Nopeusanturi

Nopeusanturi muodostuu tavallisimmin kelasta ja magneettisydäimestä. Värähtelyn aiheuttama liike synnyttää kelaan värähtelynnopeuteen verrannollisen jännitteen. Nopeusanturit ovat isokokoisia ja käyttökelpoinen taajuusalue on yleensä välillä 10...1000 Hz. Haittapuolina pidetään niiden suurta kokoa ja kapeahkoa taajuusaluetta.

Nopeusantureiksi mainitaan joissain lähteissä myös pietsosähköiset kiihtyvyysanturit, joihin on sisään rakennettu integrointipiiri, mikä antaa nopeuteen verrannollisen ulostulosignaalin. Yleensä nopeuden tehollisarvoa (tärinärasitus) mitattaessa, käytetään kiihtyvyysanturia, jonka ulostulo integroidaan nopeudeksi. /6, s. 12./

3.2.3 Kiihtyvyysanturi

Kiihtyvyysanturin toiminta perustuu *Newtonin* toiseen lakiin $F = ma$. Yleisimmin käytetyissä antureissa on massa, joka on kiinnitetty pietsosähköiseen kiteeseen. Värähdelleessään massa aiheuttaa kiteeseen varauksen joka, on verrannollinen kiihtyvyyteen.

Pietsosähköiset kiihtyvyysanturit ovat kooltaan melko pieniä, ja ne voivat olla herkkiä laajalla taajuusalueella. Yleisesti käytettävien kiihtyvyysantureiden lineaarinen alue on luokkaa 1 Hz...20 kHz. Kiihtyvyysanturien kiinnitystä on tutkittu laajasti. Ruuvikiinnityksellä päästään lähes 20 kHz:n taajuuksiin luotettavasti. Kuitenkin nykyisin markkinoilla olevilla hyvin keveillä antureilla voidaan päästä huomattavasti korkeampiin taajuuksiin, jolloin kiinnityksen kriittisyys kasvaa edelleen.

Kiihtyvyyden mittaukseen käytetään myös venymäliuska- ja induktiivisia antureita. Näiden taajuusalue on huomattavasti pietsosähköisiä kapeampi. /6, s.12./

3.3 Mittauspaikan valinta

Mittauspaikan valinta on eräs niistä perusmäärittelyksistä, jotka oleellisesti vaikuttavat siihen, voidaanko mittauksilla saada riittävästi tietoa koneen kunnosta vai ei. Yksittäinen mittauspaikka koneessa valitaan siten, että värähtelylähde ja mittausanturi ovat mekaanisesti mahdollisimman lähellä toisiaan. Koska värähtely menettää osan energiastaan rajapinnoissa, tulee mittauspaikka valita siten, että värähtely lähteen ja anturin väliin jää mahdollisimman vähän rajapintoja.

3.4 Signaalinkäsittelyn perusteet

Mitatusta aikatason signaalista on hyvin vaikea päätellä, mitkä taajuuskomponentit ovat signaalissa merkittäviä. Mittausanturit antavat kohteistaan tietoa jatkuvasti ja haluttu tieto on saatavissa vain tutkimalla usean yhtäaikaisen signaalin ryhmää ja selvittelemällä eri signaalien välisiä riippuvuuksia. /7, s. 123./ Taajuustasossa on helppo havaita hallitsevat taajuudet spektrin huippukohdista. Aikatasonsignaali muutetaan taajuustasoon Fourier muunnoksella, eikä siinä menetetä yhtään informaatiota.

3.5 Näytteenottotaajuus

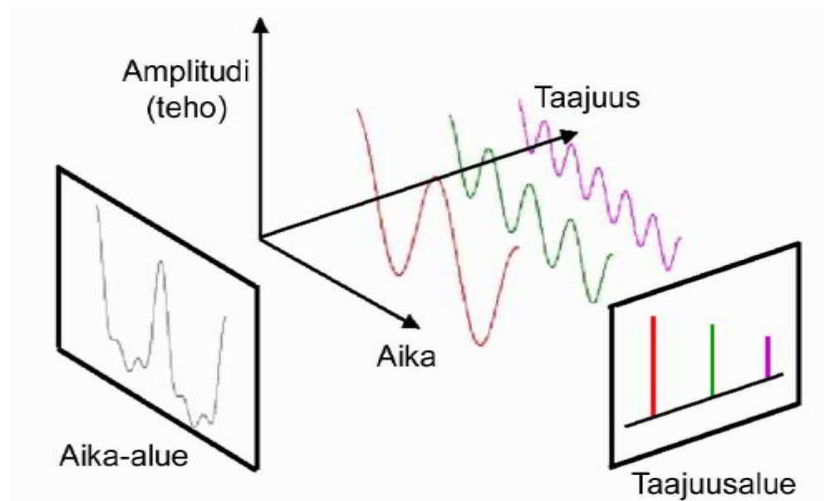
Näytteenotto tapahtuu lukemalla signaalin arvoja tietyin väliajoin. Näytteenottoväliä merkitään ajalla Δt ja sen käänteisarvo on nimeltään näytteenottotaajuus, jota merkitään:

$$f_s = \frac{1}{\Delta t}, \quad (20)$$

jonka yksikkö on *Hz*.

3.6 FFT- muunnos

Siirtyminen aikatasosta taajuustasoon tapahtuu yleensä FFT- muunnoksella. FFT (Fast Fourier Transform) purkaa aikatazon signaalin sinimuotoisiin komponentteihin. Taajuustaso muodostuu näistä komponenteista, kun ne laitetaan vierekkäin ja katsotaan niitä päistä (kuva 11).



Kuva 11. FFT- muunnoksen periaate

Fourier-muunnosta kutsutaan myös Fourier-spektriiksi. Sen itseisarvoa kutsutaan amplitudispektriiksi ja kulmaa vaihespektriiksi.

Muunnoksella saatava taajuustasoresoluutio riippuu spektriviivojen lukumäärästä. Spektriviivojen lukumäärä taas riippuu aikapisteiden lukumäärästä.

$$N_f = \frac{N_t}{2}, \quad (21)$$

missä

N_f = spektriviivojen lukumäärä

N_t = aikapisteiden lukumäärä.

Taajuusresoluutio voidaan laskea kaavasta:

$$\Delta f = \frac{1}{T} = \frac{f_s}{N_t}, \quad (22)$$

missä

Δf = taajuusresoluutio

T = näytteenottoaika

f_s = näytteenottotaajuus

N_t = aikapisteiden lukumäärä.

Taajuusresoluutiota saadaan pienemmäksi pidentämällä näytteenottoaikaa.

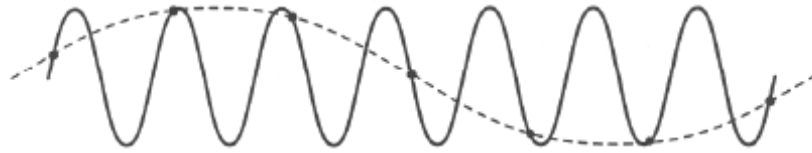
3.7 Laskostuminen

Laskostuminen on signaalinkäsittelyssä liian pienestä näytteenottotaajuudesta johtuva signaalin vääristyminen. Kun analogisesta signaalista otetaan näytteitä, näytteenottotaajuuden tulee Nyquistin teorian mukaan olla vähintään kaksinkertainen näytteistettävän signaalin taajuuteen verrattuna,

$$f_n = \frac{f_s}{2}. \quad (23)$$

Näytteistyksessä tapahtuu laskostumista, jos signaali sisältää tehoa näytteistystaajuuden puolikasta suuremmilla taajuuksilla. Laskostuminen vääristää signaalia ja sen spektriä, eikä virhettä voida korjata näytteistyksen jälkeen. Näytteistysteoreeman mukaisesti signaalista voidaan ilmaista välillä $0 \dots f_n$ olevat taajuudet. Tätä suurempitaajuiset komponentit summautuvat em. taajuusvälillä olevien komponenttien kanssa eli laskostuvat.

Jos näytteistettävästä signaalista otetaan näytteitä liian harvakseltaan Nyqvistin teoriaan nähden, signaalin spektri menee päällekkäin sen aliasspektrin kanssa. Näytteistäminen antaa tällöin väärän signaalin tulokseksi. Kuvassa 12, jossa näytteistyskohdat yhdistävä siniaalto (katkoviiva) on selvästi alkuperäistä siniaaltoja matalataajuisempi, korkea taajuus on laskostunut matalammaksi taajuudeksi.



Kuva 12. Laskostuminen aikatasossa

4 JÄTEVESIPUMPUN JALUSTAN KOKEELLINEN TARKASTELU

Kokeellisessa tarkastelussa tutkittiin jalustan käyttäytymistä. Jalustan päälle asennettiin jätevesipumppu. Testauksessa käytetty pumppu ei ole myyntiversio. Työssä haluttiin tutkia jalustan käyttäytymistä, joten pumppu kasattiin osista, jotka eivät normaalisti kuulu yhteen.

4.1 Pumpun kokoonpano

4.1.1 Moottori

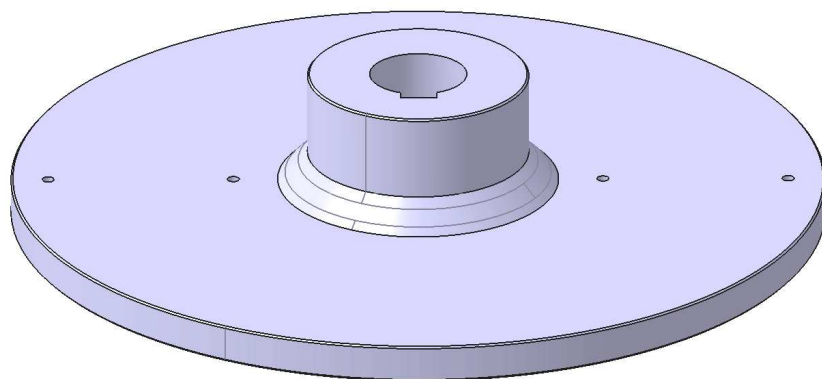
Moottoriksi valittiin 160 kW:n 4-napainen moottori, jonka pyörimisnopeus on 1500 rpm 50 Hz:llä. Moottoria on ennenkin käytetty laboratorion testauksissa Grundfos Environment Finlandilla. Moottori painoi 940 kg.

4.1.2 Pumppupesä

Pumppupesän piti sopia sekä pumppupesän pohjaan kiinni että moottoriin. Jalustaa tutkiessa pumppupesän koolla ei ollut väliä. Pumppupesä painoi 260 kg.

4.1.3 Juoksupyörä

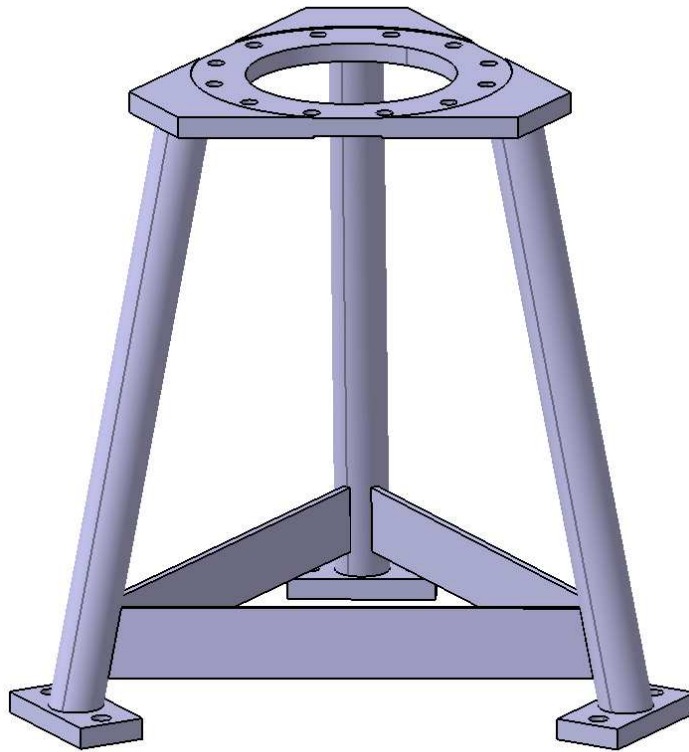
Juoksupyöräksi suunniteltiin testausta varten tasapainossa oleva korvike (kuva 13). Kappale suunniteltiin GEF:llä ja K&K konepaja valmisti kappaleen. Laipan halkaisijaksi tehtiin sama kuin juoksupyörällä, joka kuului moottoriin. Laippaan porattiin neljä M8-reikää, joilla tarkoituksena oli tuottaa epätasapainoa tiedetyillä painoilla. Työpiirustus löytyy liitteestä 1. Epätasapaino voidaan laskea, kun tiedetään massa sekä massan etäisyys keskipisteestä. Esim. $20\text{ g} \cdot 200\text{ mm} = 4000\text{ gmm}$.



Kuva 13. Laippa

4.1.4 Jalusta

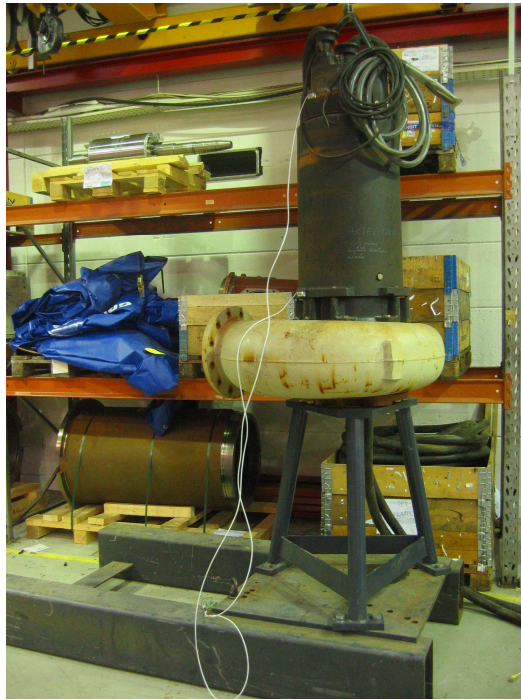
Jalustaksi valittiin runkokokojen 66 ja 70 kokoonpanoissa käytettävää jalustaa. Jalustan työpiirustus löytyy liitteestä 2 (kuva 14).



Kuva 14. Jalusta

4.2 Koejärjestelyt

Työssä tutkittiin pystysuoraan asennetun moottorin vaikutuksia jalustaan. Testaukset tehtiin ilman vettä, mikä ei vastaa pumpun todellista käyttöä. Pumpussa ei myöskään ollut kiinni imukäyrää eikä se ollut kiinni putkistossa. Tämä varmasti olisi muuttanut jalustan resonanssitaajuuksia suuntaan tai toiseen. Pumpun kokoonpano pultattiin kiinni betonipetiin, joka toimi testauksissa altaan pohjana. Moottorin tuomia rasituksia jalustaan lähdettiin tutkimaan juoksupyörän epätasapainon avulla. Epätasapainoa luotiin laittamalla painoa laipalla oleviin reikiin. Epätasapainon tarkoituksena oli saada aikaan poikittainen herätevoima. Vaihtelemalla pyörimisnopeutta tavoitteena oli löytää resonanssikohdat. (kuva 15.)



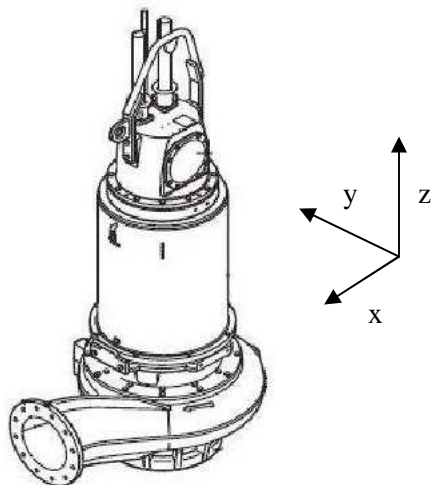
Kuva 15. Koejärjestelyt

Moottoriin kiinnitettiin kaksi kiihtyvyyssanturia. Ensimmäinen anturi asennettiin M6-pultilla mahdollisimman korkealle moottorin kylkeen. Toinen anturi kiinnitettiin mahdollisimman alas moottoriin. Anturille hyvä paikka löytyi jäähdytysvaipan reunasta. Kiihtyvyyssantureina käytettiin 3- akselisia antureita. Antureiden paikat näkyvät kuvassa 16.



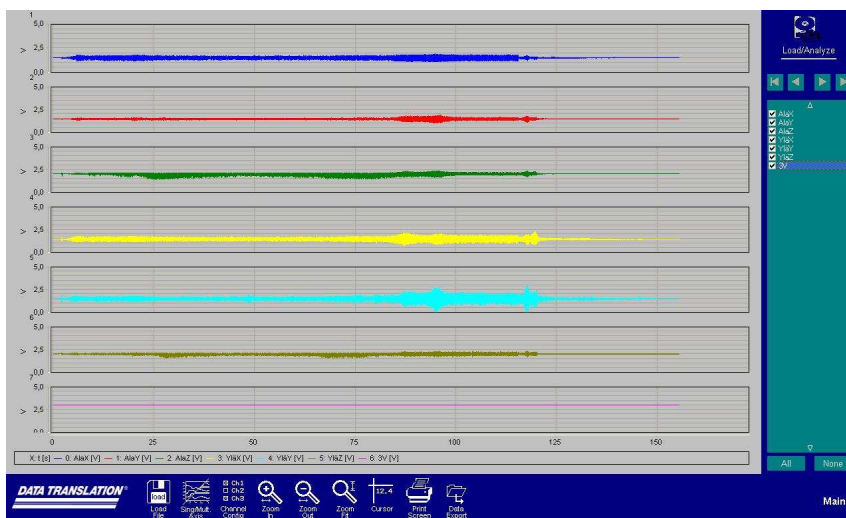
Kuva 16. Kiihtyvyyssanturien paikat

Kuvassa 17 on esitetty kiihtyvyyssantureiden suunnat. Z- akseli on ylöspäin, x- akseli on mahdollisimman tarkasti suoraan kohti imuaukkoa ja y- akseli siitä 90 astetta.



Kuva 17. Kiihtyvyyssantureiden suunnat

Data translation -ohjelma keräsi kummastakin anturista saadut tiedot. Datat pystyttiin muuttamaan sopiviksi MatLab - ohjelmaan, jolla kuvaajat piirrettiin. Tallennus laitettiin päälle ja sen jälkeen vasta taajuusmuuttaja. Tästä johtuen mittausten alussa sekä lopussa on aina tyhjää. Kun moottori oli saavuttanut 50 Hz:ä, taajuusmuuttaja sammutettiin. Kuvassa 18 on Data translation - ohjelman näyttöikkuna.



Kuva 18. Data translation –ohjelma

Testeissä voi esiintyä myös mittauksen epävarmuustekijöitä, joita voivat olla

- mittauslaitteiston epätarkkuus
- sähköiset häiriöt
- anturien kiinnitykset.

4.3 Testauksen teoriaa

Kun halutaan pienentää pumpun värähtelyjä on mietittävä mitä ominaisuuksia siinä voidaan muuttaa. Pumppu pyörii vakionopeudella, joten seuraavanlaisia ominaisuuksia pitäisi tutkia:

1. värähtelyn taajuus
2. herätevoiman amplitudi
3. ominaistaajuus
4. jäykkyys
5. massa
6. vaimennus.

Värähtelyn taajuuteen ei pysty vaikuttamaan.

Herätevoiman amplitudiin on myös vaikea vaikuttaa. Herätevoima syntyy pyörän tykyttävästä paine-epäsymmetrisyydestä pumppupesän sisällä, sekä juoksupyörän ulkokehän paine-epäsymmetrisyydestä, ja näiden erotuksena syntyy tasapainoton hydrodynaaminen voima, joka tärisyttää pumppua. Lisäksi myös roottori aiheuttaa mekaanista epätasapainoa. Myös epätasapainossa oleva roottori aiheuttaa herätevoimia pumppuun.

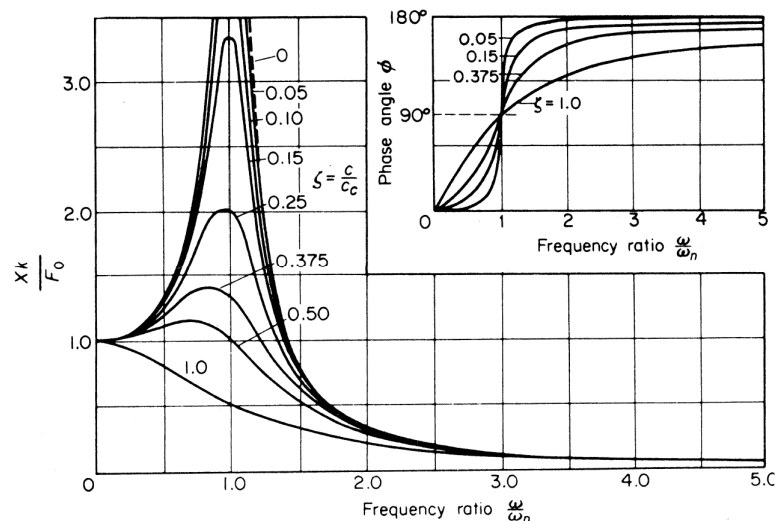
Ominaistaajuutta pystytään muuttamaan. Pitäisi tarkastella herätetaajuuden lähellä olevia ominaistaajuuksia ja niiden muotoja. Kaukana herätetaajuuden alapuolella on myös ominaistaajuuksia, mutta niistä ei välitetä. Muutoksilla pyritään saamaan ominaistaajuus mahdollisimman kauaksi herätetaajuudesta.

Jäykkyyttä voidaan muuttaa rakenteellisilla muutoksilla. Jäykkyyttä muutettaessa myös ominaistaajuudet muuttuvat. Samalla kun jäykkyyttä

muutetaan, on ominaistajuuksia tarkasteltava. Jalustasta voidaan tehdä kotelorakenteinen tai lisätä siihen poikkitukia, jolloin jäykkyys kasvaa.

Myös massan muutoksella voidaan ominaistajuuksia muuttaa. Jalustaa käytetään runkojen 66 ja 70 kokoonpanoissa. Pumppujen kokonaismassat vaihtelevat 900 kg:sta 1400 kg:aan. Tämä massojen ero vaikuttaa ominaistajuuksiin suuntaan tai toiseen. Tämän raportin testi tehtiin yhdellä kokoonpanolla, jonka massa oli noin 1000 kg.

Vaimennus on rakenteen tärkeimpiä värähtelyä säätelevistä tekijöistä. Vaimennusta voidaan parantaa materiaalin ominaisuuksilla, lisämateriaaleilla tai lisäosilla. Kuvasta 19 huomataan, että resonanssitilassa $\omega = \omega_n$ amplitudin arvoa rajoittaa vain systeemin vaimennus.



Kuva 19. Suurennuskerroin taajuussuhteen funktiona

Suurennuskerroin voidaan laskea kaavasta

$$\frac{X}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2r\zeta)^2}} \quad (24)$$

Suurennuskerroin on vakiotilan amplitudin X suhde staattiseen siirtymään F_0/k . Sen suuruus riippuu taajuussuhteesta r ja vaimennuskertoimesta ζ .

Kun kyse on pyörivästä epäkeskisestä massasta, voidaan se ilmaista sijoittamalla kaava

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_{eq} \sin \omega t \quad (25)$$

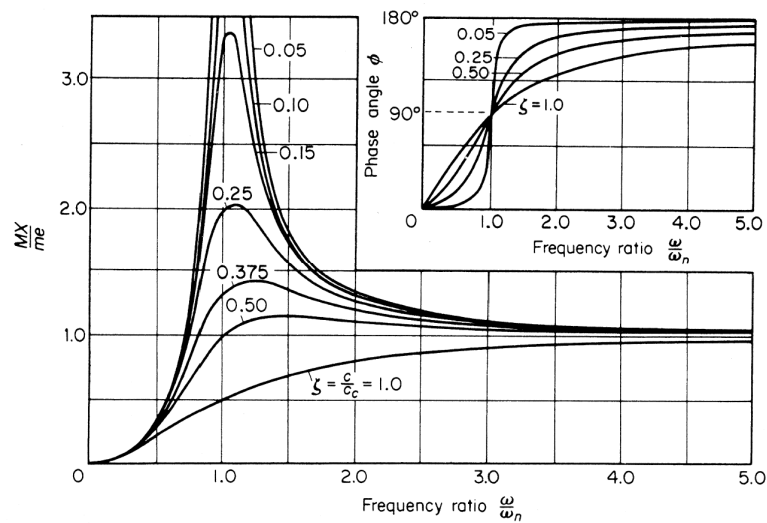
kaavaan 24 ja käyttämällä seuraavanlaisia merkintöjä: $F_{eq} = me\omega$,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \text{ ja } r = \frac{\omega}{\omega_n}.$$

Josta saadaan

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2r\zeta)^2}}. \quad (26)$$

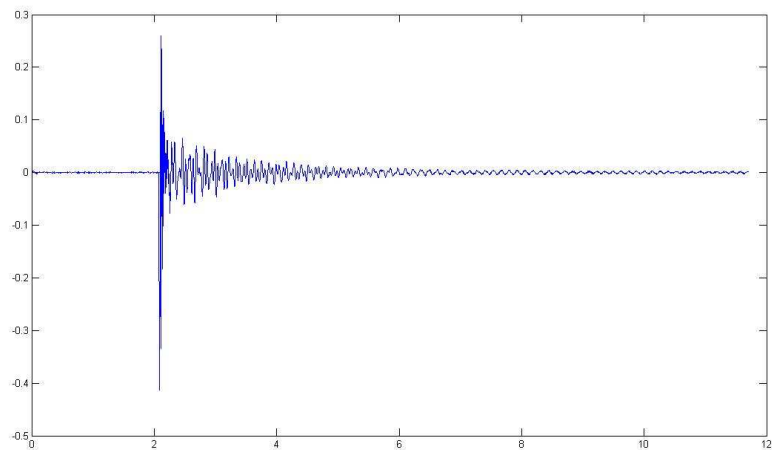
Kuvassa 20 on esitetty dimensioton suhde MX/me taajuussuhteen r funktiona.



Kuva 20. MX/me taajuussuhteen funktiona

4.4 Iskutestaus

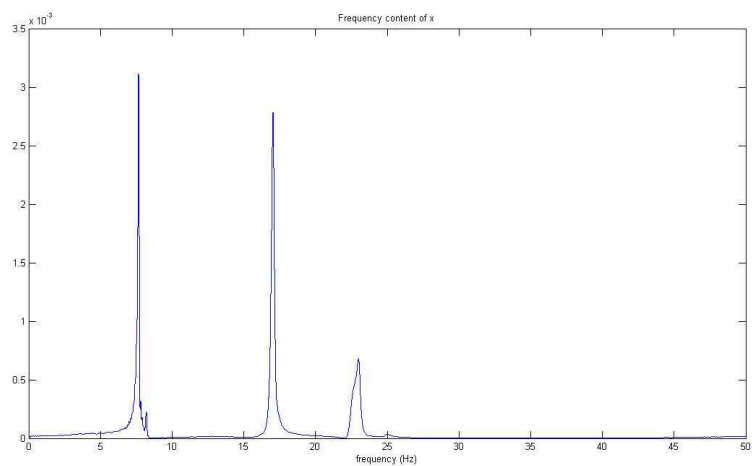
Ensimmäinen testaus oli iskutestaus. Moottori oli kiinnitetty jalustaan kiinni, kuten kuvasta 15 huomataan. Moottoria lyötiin kumipäisellä vasaralla kylkeen. Testissä näytteenottotaajuus on 500 Hz. Kuvassa 21 on alemman kiihtyvyyden anturin X - suuntainen kiihtyvyys.



Kuva 21. X – komponentin kiihtyvyys

Iskutestin tehospektrissä (kuva 22) huomataan pumpulla olevan kolme ominaistajuuutta taajuuksilla

- 7.7 Hz
- 17 Hz
- 23 Hz.



Kuva 22. Iskun tehospektri

Noin 8 Hz:n kohdalla huomataan olevan toinen huippu. Tämä voi johtua symmetrisistä ominaistaajuuksista.

4.5 Epätasapainoilla testaus

Iskutestin jälkeen laippaan laitettiin epätasapainoa. Moottori kytkettiin taajuusmuuttajaan, jolloin oli mahdollista tehdä käynnistys, jonka jälkeen moottori kiihtyi tasaisesti 1500 kierrokseen halutulla ajalla. Asetukset laitettiin siten, että moottori kiihtyi tasaisesti 50 Hz:iin 100 sekunnissa. Testauksia tehtiin neljä kappaletta. Joka testauksen jälkeen lisättiin painoa. Painoilla ei ole merkitystä, koska ominaistaajuus on aina sama, vaikka testauksia tehtäisiin monilla eri epätasapainoilla. Ainoastaan suurimmilla painoilla pumppu tärisee enemmän, joten siitä voi saada parempia arvoja. Painona käytettiin M8-pulttia (kahta erilaista pituutta) ja M10-mutteria. Lyhyt pultti oli painoltaan 14,9 g ja pitkä 19,6 g. Mutteri painoi 11,1 g (kuvat 23-24).



Kuva 23. Lyhyt pultti



Kuva 24. Pitkä pultti



Kuva 25. M10 mutteri

Epätasapaino tuottaa herätevoiman pumppuun. Herätevoiman amplitudin voi laskea kaavalla:

$$F_{eq} = me\omega^2,$$

jossa

m = epäkeskinen massa

e = epäkeskisen massa etäisyys pyörimisliikkeen keskipisteestä

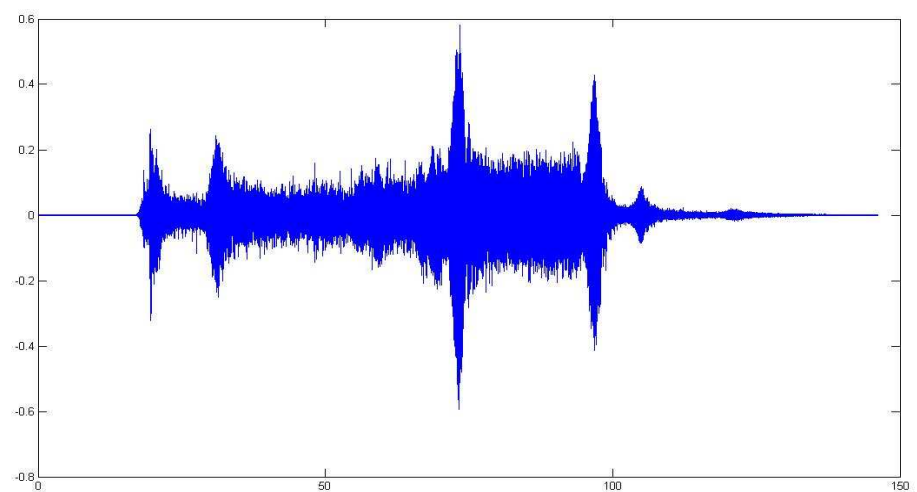
ω = ominaiskulma nopeus.

Taulukkoon 1 on laskettu painojen tuottama epätasapaino sekä herätevoiman suuruus, kun pyörimisnopeus on 50 Hz:ä.

Taulukko 1. Testauksen epätasapainot

	Paino	Etäisyys keskipisteestä	Epätasapaino	Herätevoiman suuruus 50 Hz:llä
1. testaus	Pitkä pultti	200 mm	3920 gmm	387 N
2. testaus	Lyhyt pultti + 2 mutteria	200 mm	7420 gmm	732 N
3. testaus	Pitkä pultti + 3 mutteria	200 mm	10 580 gmm	1044 N
4. testaus	Pitkä pultti + 4 mutteria	200 mm	12 800 gmm	1263 N

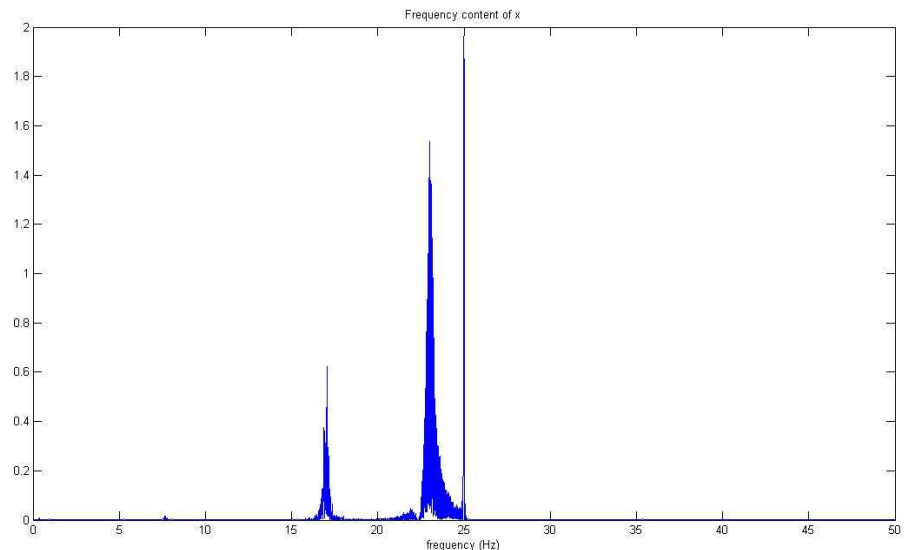
Kuvasta 26 voidaan huomata värähtelytallenteen sisältävän muutaman voimakkaamman värähtelytilanteen.



Kuva 26. X – komponentin kiihtyvyys

Kuvasta 27 huomataan kolme ominaistaajuutta

- 8 Hz
- 17 Hz
- 23 Hz



Kuva 27. Neljännen testauksen teho spektri

Kuvassa 27 ylin ominaistaajuus 25 Hz on sähköverkosta tuleva piikki. Alin ominaistaajuus 8 Hz on todella matala. Tämä johtuu moottorin pyörimisnopeudesta. Moottori pyörii vielä niin hitaasti, joten massa ei vaikuta amplitudiin niin paljoa.

Ominaistaajuudet ovat todella pieniä. Jos jalusta olisi jäykempi, pitäisi ominaistaajuuksien olla paljon suurempia kuin herätetaajuus. Tavoitteena on, ettei lähellä 50 Hz:ä olisi ominaistaajuuksia.

5 JÄTEVESIPUMPUN JALUSTAN RAKENNEMODIFIKAATIOIDEN ANALYSOINTI

5.1 Tietokoneella simulointi

Koska jalustan rakenteeseen tehtyjä muutoksia halutaan tutkia, tarkastettiin alkuperäisen jalustan ominaisaajuudet Catia V5 -ohjelmalla. Ohjelmassa käytettiin seuraavanlaisia materiaalitietoja

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0.3$$

$$\rho = 7860 \text{ kg/m}^3.$$

Moottorin massa mallinnettiin pistemassana. 1000 kg laitettiin vaikuttamaan jalustaan moottorin painopisteessä. Pistemassaan laitettiin myös hitausmomentit moottorille. Jalusta kiinnitettiin jäykästi tassuista kiinni maahan. Elementtityyppinä käytettiin parabolista tetraedriä. Solmuja mallissa oli 50 036 kappaletta.

Catian antamat neljä alinta ominaisaajuutta olivat

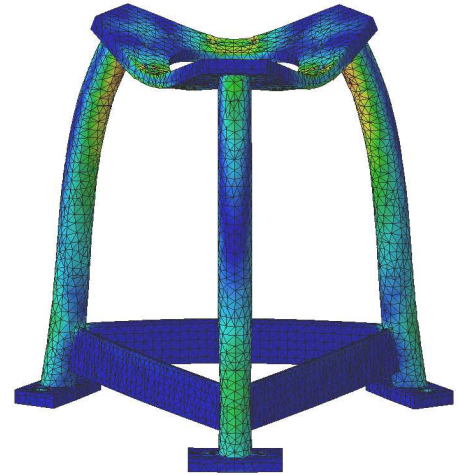
- 10.6 Hz
- 15.8 Hz
- 21.4 Hz
- 57.7 Hz.

Testeissä alin ominaisaajuus oli 8 Hz ja Catian laskema 10.6 Hz. Tämä heitto voi johtua materiaalivakioista sekä moottorin massan painopisteestä. Massa on suunnilleen oikea, mutta painopisteen paikka sekä hitausmomentit voivat heittää vähäsen. Muut kaksi ominaisaajuutta ovat lähellä testauksessa saatuja arvoja.

Kuvissa 28 ja 29 on kaksi lähimpänä herätetaajuutta olevaa ominaismuotoa. Kuvista voidaan päätellä siirtymätilat eri taajuuksilla. Niiden pohjalta voidaan suunnitella uutta rakennemodifikaatiota.



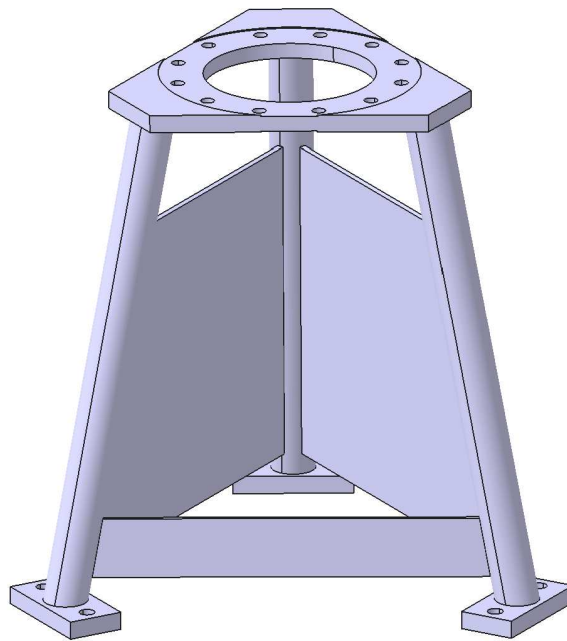
Kuva 28. 21.7 Hz:n ominaismuoto



Kuva 29. 57.7 Hz:n ominaismuoto

5.2 Ensimmäinen kokeiluversio

Värähtelyä voitaisiin pienentää kasvattamalla systeemin massaa, mutta painon kasvaminen huonontaisi käytännössä jalustan kuljetusta ja asentamista. Yksi vaihtoehto olisi tehdä siitä kotelorakenne. Putkien väliin hitsattaisiin levyt jäykistämään jalustaa (kuva 30). Levyt ovat 10 mm paksuja ja korkeutta on 670 mm. Kaikkia reunoja ei voisi peittää, koska imukäyrä ja moottori laitetaan kiinni pulteilla alhaalta päin ja imukäyrä tulee ulos yhdestä välistä. Tämän rakenteen toivottaisiin nostavan rakenteen jousivakiota.

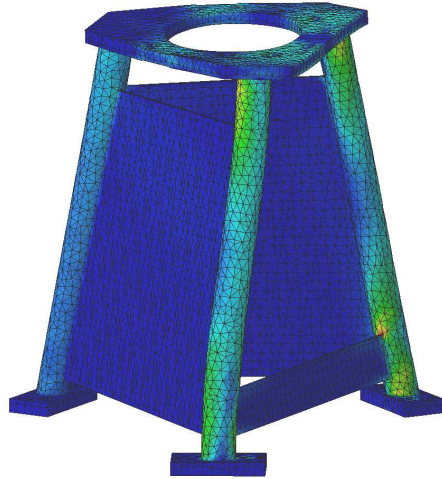


Kuva 30. Jalustan ensimmäinen kokeiluversio

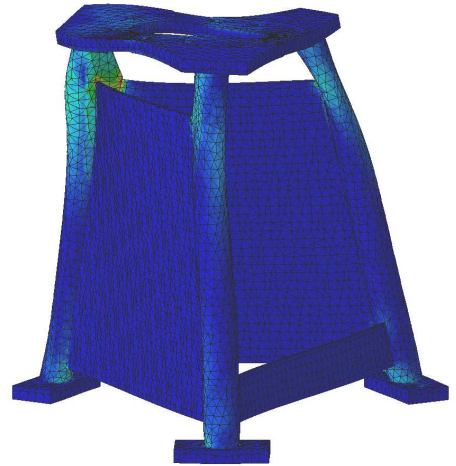
Tämä malli mallinnettiin Catialla ja analyysiohjelmalla katsottiin ominaistajuuDET sekä ominaismuodot. Neljä alinta ominaistajuutta olivat

- 12.5 Hz
- 17.1 Hz
- 52.3 Hz
- 62 Hz.

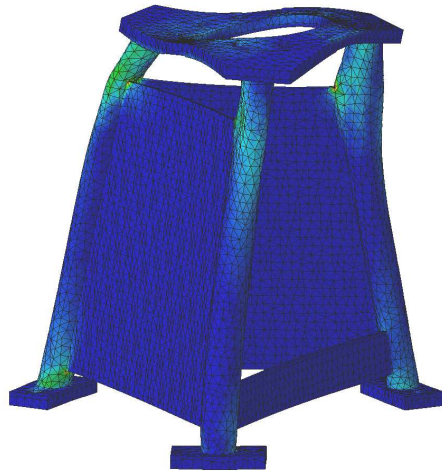
Ominaistaajuudet eivät nousseet niin paljon kun olisi tarvetta. 52 Hz:n ominaistaajuus on lähellä herätetaajuutta (50 Hz), mikä ei ole hyvä asia. Kahden seinämän korottaminen ei jäykistänyt jalustaa tarpeeksi. Kuvissa 31–33 on herätetaajuutta lähimmät kolme ominaismuotoa.



Kuva 31. 17.1 Hz:n ominaismuoto



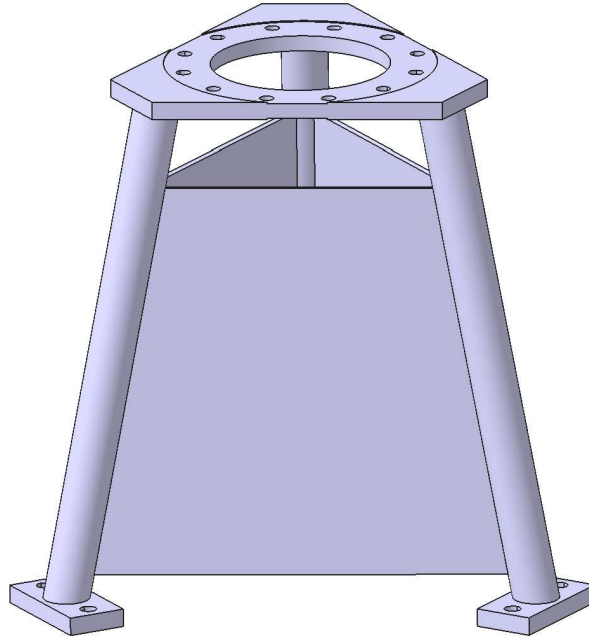
Kuva 32. 52.3 Hz:n ominaismuoto



Kuva 33. 62Hz:n ominaismuoto

5.3 Toinen kokeiluversio

Jos jalustan kaikki kolme seinämää korottaisi (kuva 34), sen pitäisi tuoda jäykkyyttä enemmän jalustaan. Tämä rakenne on vain suuntaa-antava jäykkyyteen nähden. Tässä mallissa myös levyjen paksuus on 10 mm ja korkeus 670 mm.

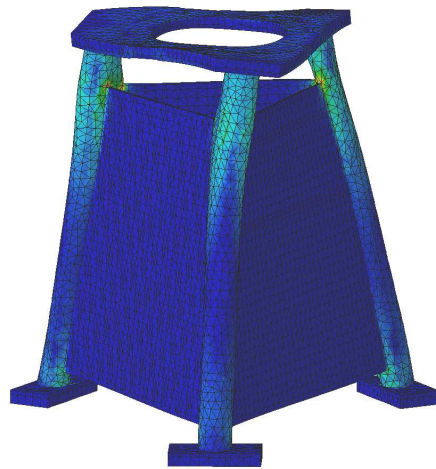


Kuva 34. Jalustan toinen kokeiluversio

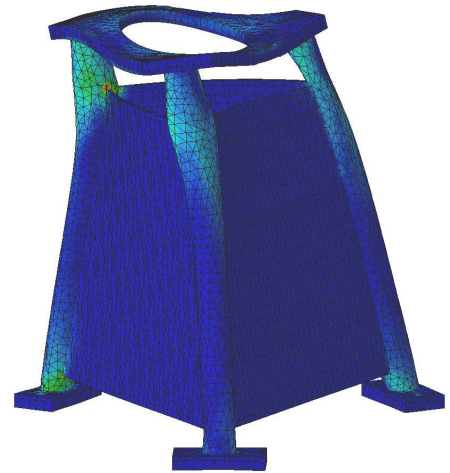
Toisen kokeiluversion kolme alinta ominaistajuuudet olivat seuraavanlaisia

- 13.1 Hz
- 36.8 Hz
- 64.5 Hz.

Toisen version ominaistajuuudet ovat paremmat kuin ensimmäisen. Herätetaajuuden (50 Hz) lähellä ei ole ominaistajuuksia. Tämän jalustan mallia joutuisi kuitenkin modifioimaan, koska imukäyrän pitäisi tulla ulos yhdestä välistä. Jos imukäyrä olisi kiinni jalustan laipassa ja reunalla olevassa tuessa, se voisi parantaa jalustan jäykkyyttä vielä enemmän. Mutta koska imukäyrän halkaisija muuttuu eri pumppumalleissa, ei tämä ole kovin hyvä keino jäykkyyttä parannettaessa. Kuvissa 35 ja 36 on 36.8 Hz:n sekä 64.5 Hz:n ominaismuodot.



Kuva 35. 36.8 Hz:n ominaismuoto

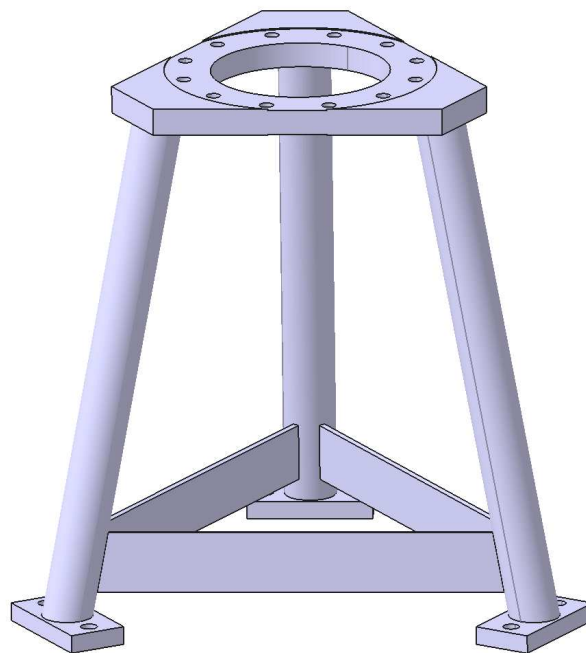


Kuva 36. 64.5 Hz:n ominaismuoto

Kun tarkastellaan alinta ominaistajuuutta, huomataan sen kasvavan, näissä molemmissa tapauksissa. Kuvista huomataan, että herätetaajuuden (50 Hz) alapuolella olevat ominaismuodot aiheuttavat kiertymää jalustaan, kun taas lähellä ja yli herätetaajuuden laippa alkaa värähdellä.

5.4 Kolmas kokeiluversio

Näissä kahdessa kokeilussa ei ole muutettu rakennetta merkittävästi. Nämä kokeilut olisi helppo toteuttaa hitsaamalla putkien väliin lisälevyt. Jalustan putket ovat tällä hetkellä halkaisijaltaan 76 mm ja 3 mm paksut. Muuttamalla jalustan rakennetta siitä voisi tulla jäykempi. Kolmannessa kokeiluversiossa (kuva 37) Jalustan jalkojen halkaisijaa sekä paksuutta kasvatettiin. Jalan halkaisijaksi muutettiin 86 mm ja paksuudeksi 8 mm. Myös laippaa paksunnettiin 30mm:stä 45 mm:iin.

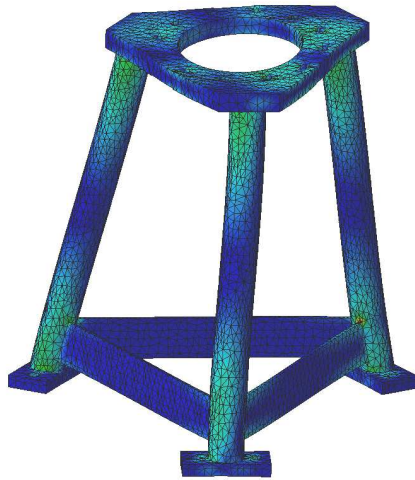


Kuva 37. Jalustan kolmas kokeiluversio

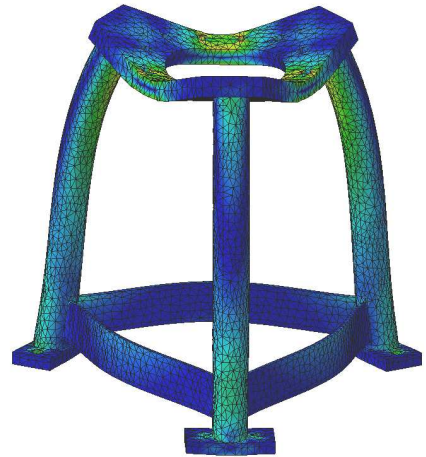
Kolmannen kokeiluversion ominaisaajuudet olivat

- 18.4 Hz
- 26.7 Hz
- 35.2 Hz
- 35.9 Hz
- 104.3 Hz.

Kolmannen kokeiluversion 35.9 Hz:n ja 104.3 Hz:n ominaismuodot ovat kuvissa 38 ja 39.



Kuva 38. 35.9 Hz:n ominaismuoto

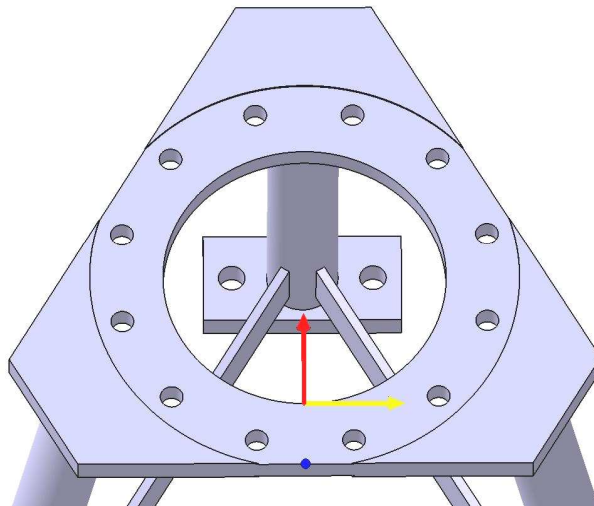


Kuva 39. 104.3 Hz:n ominaismuoto

Kolmannen kokeiluversion ominaistajuuudet nousivat. Herätetaajuuden (50 Hz) lähellä ominaistajuuudet kasvoivat. Tähän olisi pyrittävä uusissa rakenteissa.

5.5 Taajuusvasteanalyysi

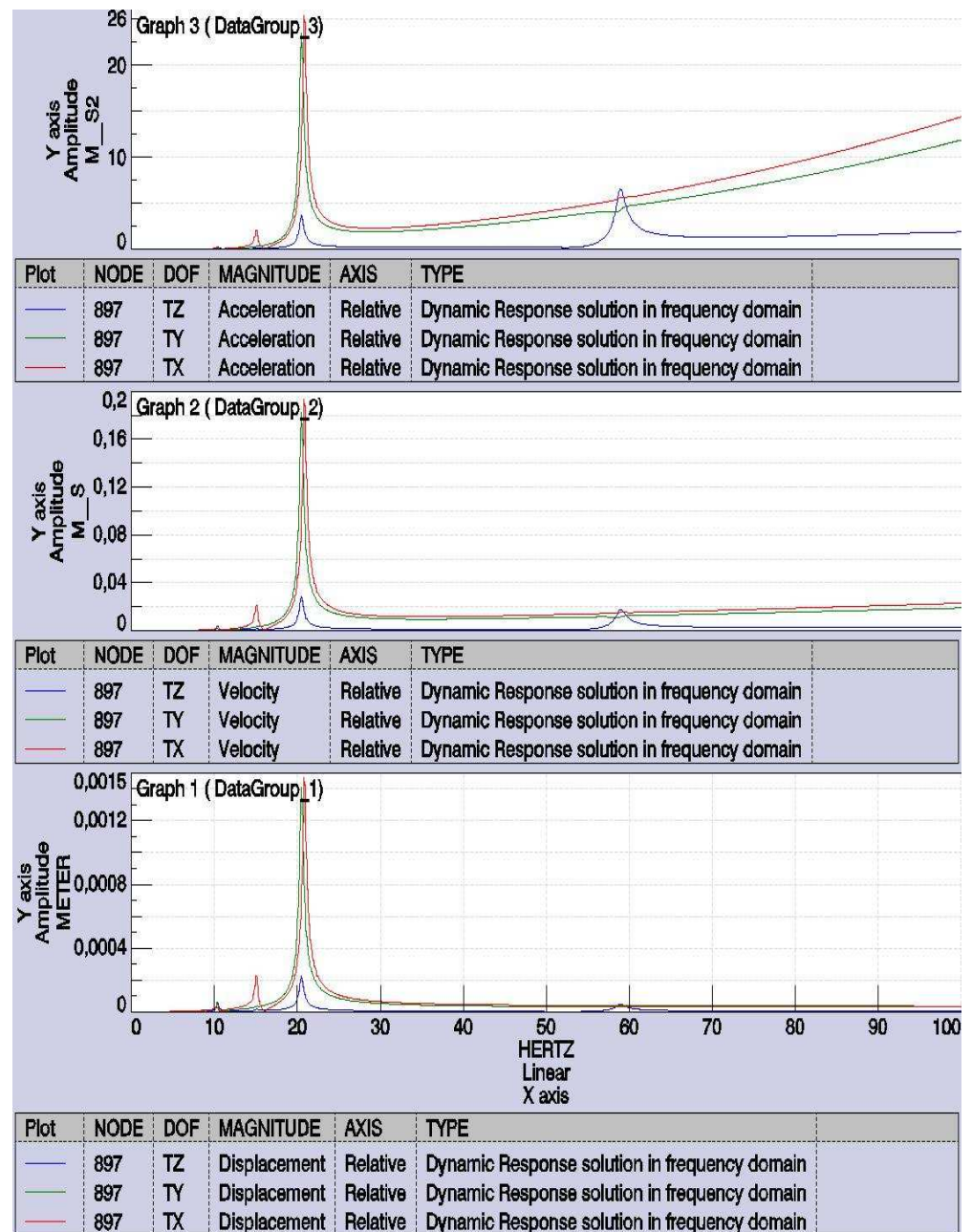
Catia V5 ohjelmalla suoritettiin myös taajuusvasteanalyysi. Siinä verrattiin alkuperäisen rakenteen taajuusvastetta (kuva 41) ja kolmannen kokeiluversion taajuusvastetta (kuva 42). Jalustaan laitettiin vaikuttamaan herätevoima. Kuvasta 40 huomataan mihin kohtaan ja suuntaan herätevoimat laitettiin. Herätevoimalla pyritään kuvaamaan pyörivää epäkeskeistä massaa. Kaavana käytettiin herätevoiman kaavaa $F_{eq} = me\omega^2$, jossa massa oli 0.064 kg, massan etäisyys pyörimisliikkeen keskipisteestä oli 0.2 m ja ominaiskulmanopeus laitettiin nousemaan 0-100 Hz:iin tasaisesti. Heräte laitettiin kahteen eri suuntaan, vaihe-ero on näillä 90 astetta.



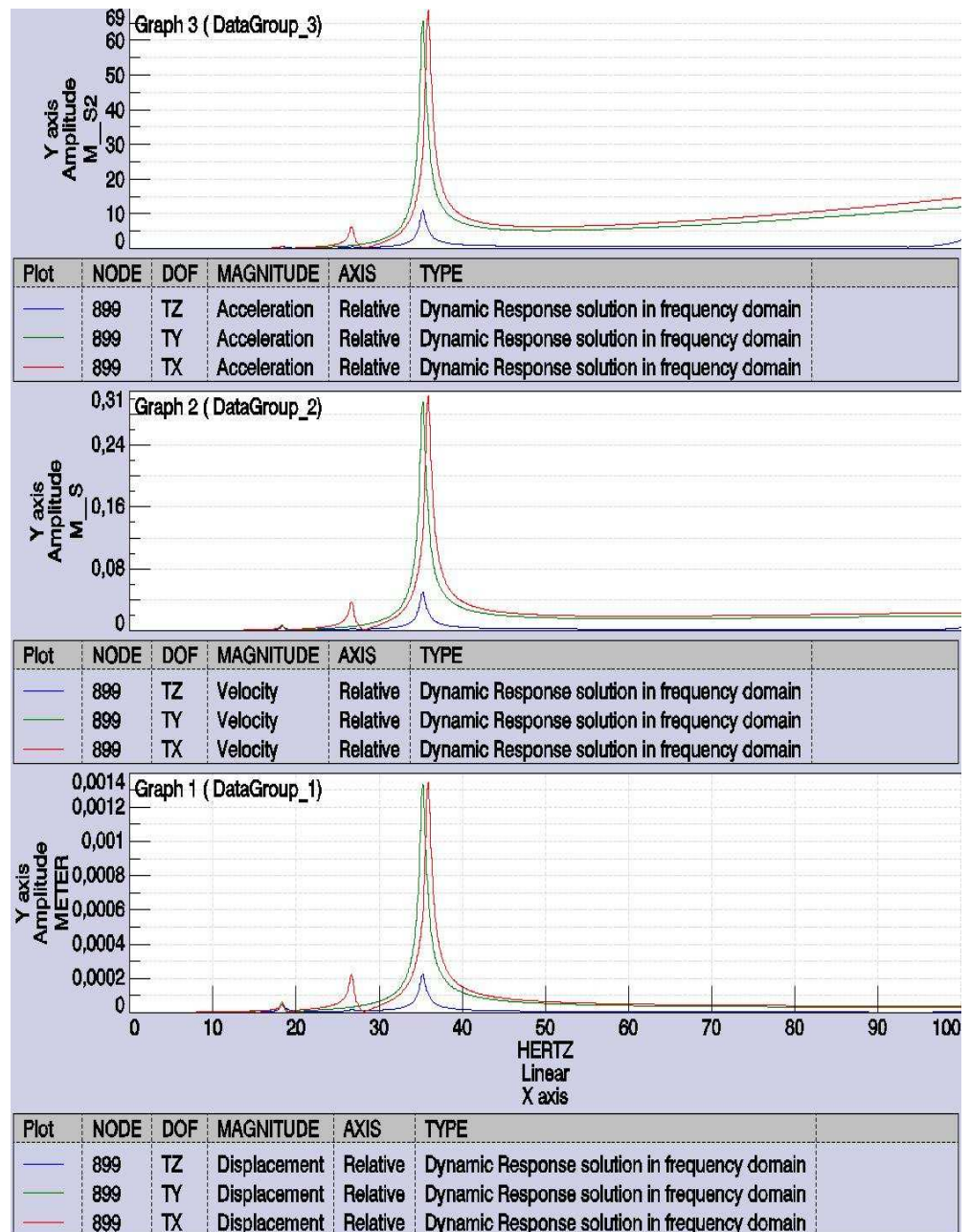
Kuva 40. Herätevoiman paikka ja suunta

Taajuusvaste mitattiin yhdestä pisteestä. Kuvassa 40 sininen piste on paikka, mistä taajuusvasteanalyysi mitattiin.

Kuvassa 41 on alkuperäisen rakenteen taajuusvaste. Alin kuvaaja kuvaa siirtymää (m), keskimääräinen nopeutta (m/s) sekä ylin kiihtyvyyttä (m/s^2). Kuvaajassa on eri väreillä ilmoitettu x-, y-, sekä z- suunta.



Kuva 41. Jalustan alkuperäisen rakenteen taajuusvaste

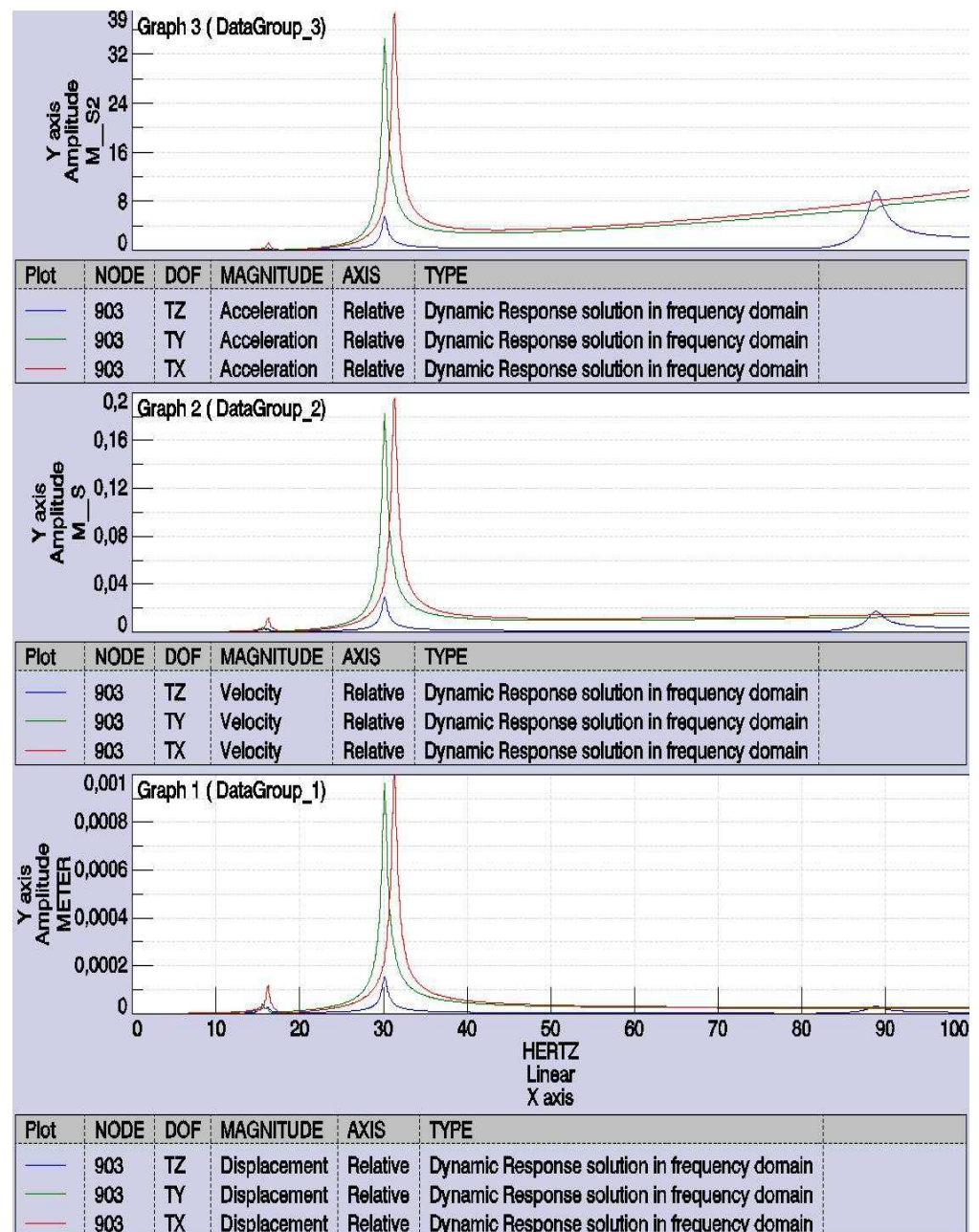


Kuva 42. Kolmannen kokeiluversion taajuusvaste

Vertailemalla taajuusvasteanalyysistä huomataan, että siirtymäamplitudit pysyvät suunnilleen yhtä suurina resonanssitaajuuksilla. Alkuperäisessä rakenteessa suurin siirtymäamplitudi esiintyy n. 21 Hz:n kohdalla ja kolmannen kokeiluversion suurin siirtymäamplitudi on n. 35 Hz:n kohdalla. Nopeudet sekä kiihtyvyydet muuttuivat suuremmiksi kolmannessa kokeiluversionissa. Kuvan 41 kuvaajasta huomataan z- akselin kiihtyvyyden kasvavan n. 57 Hz:n kohdalla. Alkuperäisen rakenteen ominaismuodosta näkee (kuva 29) että jalusta rupeaa taipumaan pysty akselin suhteen.

Kun tarkastellaan 50 Hz:n kohdalla olevia siirtymiä, huomataan alkuperäisen rakenteen siirtymän olevan n. 0.03 mm ja kolmannen kokeiluversion siirtymän n. 0.06 mm. Kolmannen kokeiluversion siirtymä on suurempi, koska resonanssitaajuus on lähempänä 50 Hz:ä.

Kolmannen kokeiluversion rakenne on jäykempi, mutta siihen pitäisi lisätä massaa, jotta resonanssikohta menisi kauemmaksi 50 Hz:stä. Kuvassa 43 on taajuusvasteanalyysi, jossa moottorin massaksi laitettiin 1400 kg kolmannen kokeiluversion jalustaan.



Kuva 43. Taajuusvasteanalyysi 1400 kg:n moottorilla.

Resonanssikohta siirtyi kauemmaksi, sekä kuvasta huomataan siirtymäamplitudin pienentyvän n. 0.03 mm:iin 50 Hz:n kohdalla. Ongelmaksi tulevat moottoreiden massat, jotka ovat erilaiset eri kokoonpanoissa. Jos jalusta saadaan hyväksi 1400 kg:n moottorille, se ei enää päde 1000 kg:n moottorille.

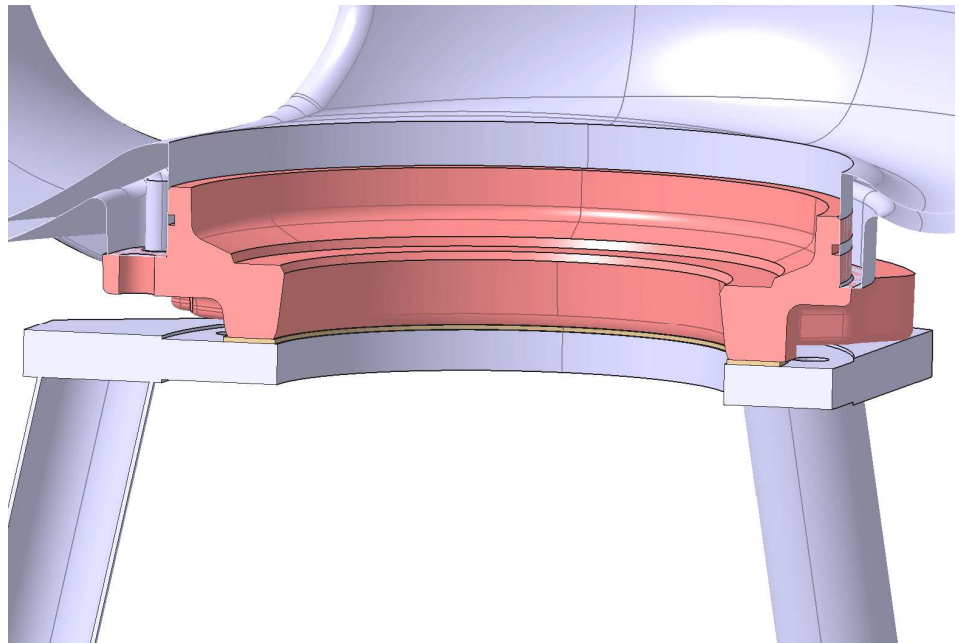
Taulukosta 2 huomataan eroja olevan melko vähän. Kolmannen version analyyseista havaitaan massan erot siirtymässä, nopeudessa sekä kiihtyvyydessä. Taulukosta voidaan sanoa, että uusi versio ei tuonut tarvittavaa muutosta rakenteeseen. Kolmas kokeiluversio 1000 kg:n massalla antoi sellaisia tuloksia, että ominaistaajuudet kasvoivat, mutta siirtymä ei pienentynyt. Syynä tähän on, että ominaistaajuudet olivat lähempänä resonanssikohtaa.

Taulukko 2. Taajuusvasteanalyyysien vertailu

	taajuus	siirtyvyys	nopeus	kiihtyvyys
Alkuperäinen versio 1000 kg:lla	50 Hz	0.03 mm	0.012 m/s	4 m/s ²
Kolmas versio 1000 kg:lla	50 Hz	0.06 mm	0.02 m/s	6 m/s ²
Kolmas versio 1400 kg:lla	50 Hz	0.03 mm	0.01 m/s	4 m/s ²

5.6 Muita modifikaatio ehdotuksia

Jalustan ja pumppupesän pohjan kiinnitys on myös kohta, jossa ominaisuuksia pystyisi parantamaan. Tällä hetkellä jalustan ja pumppupesän pohjan välissä on laippatiiviste (kuva 44). Mahdollisesti moottori pääsee keinumaa tiivisteeseen päällä. Laippatiivisteeseen korvaaminen o-renkaalla laittaisi metallin vasten metallia, joten tämä tapa voisi vähentää moottorin keinumista jalustan päällä.



Kuva 44. Jalustan ja pumppupesän pohjan poikkileikkauskuva

Sama ongelma on jalustan toisella puolella, missä imukäyrä on kiinni. Siellä on myös sama laippatiiviste. Siihenkin voisi o-rengas olla parempi tiiviste.

6 YHTEENVETO

Tämän työn tavoitteena oli analysoida ja parantaa jalustan jäykkyyttä. Alkuperäisellä rakenteella jalustasta saatiin tarvittava tieto, jolla pystyi tutkimaan uusien rakenteiden ominaisuuksia. Rakenteen muutoksilla pyrittiin kasvattamaan ominaistaajuutta jousivakion nousun myötä.

Alun teoriaosassa selvitettiin värähtelyn syntyä ja mittaustekniikan perusteita. Näiden jälkeen oli vuorossa koejärjestelyitä ja testaus. Testauksen jälkeen pyrittiin parantamaan jalustan jäykkyyttä rakenteellisin muutoksin.

Jalustan rakenteen muutoksia on tutkittu teoreettisesti. Tehdyt muutokset ja johtopäätöksissä esitetyt rakenteet tulisi testata koeajamalla, jolloin oltaisiin varmoja rakenteen jäykkyyden paranemisesta.

Kysymykseksi jää, kannattaako alkuperäistä rakennetta lähteä modifioimaan hirveästi, vai kannattaako koko jalusta suunnitella uudelleen. Kolmijalka ei ole rakenteellisesti jäykin mahdollinen. Suunnittelemalla asennustapa kolmosen jalusta kokonaan uudestaan, voitaisiin jäykkyyttä parantaa ja vähentää tärinöitä pumpussa.

Ongelmana suunnittelussa on eri kokoonpanojen massojen vaihtelu. Sama jalusta on käytössä eri kokoonpanoissa. Kuten analysoinnissa huomattiin, uusi versio antoi parempia tuloksia 1400 kg:n massalla kuin 1000 kg:n. Suunniteltaessa uutta jalustaa, pitäisi eri painoisille pumpuille olla omat jalustat.

Tässä työssä jäykkyyden kasvattaminen huononsi tilannetta, koska ominaistaajuudet nousivat lähelle herätetaajuutta (50 Hz). Rakenteeseen pitäisi lisätä massaa, jotta ominaistaajuudet saataisiin kauemmaksi herätetaajuudesta.

VIITELUETTELO

- /1/ Pannala, Erkki, *Koneiden ja rakenteiden värähtelyt*. Helsinki: Otatieto. 1999.
- /2/ Lähteenmäki, Matti, Värähtelymekaniikka [verkkodokumentti, viitattu 15.11.2007]. Saatavissa:
http://www.tpu.fi/~lahteenm/arkistot/vmek_pdf/luku_3.pdf
- /3/ Hemilä, Simo – Utriainen, Juha, *Värähtelyt ja aallot*. Helsinki: Otatieto. 1999.
- /4/ Lähteenmäki, Matti, Värähtelymekaniikka [verkkodokumentti, viitattu 16.11.2007]. Saatavissa:
http://www.tpu.fi/~lahteenm/arkistot/vmek_pdf/luku_4.pdf
- /5/ Nohynek, Petri – Lumme, Veli Erkki, *Kunnonvalvonnan värähtelymittaukset*. Loviisa: Painoyhtymä Oy. 1996
- /6/ ABB:n TTT –käsikirja 2000-07, Luku 23: Kunnonvalvonta ja huolto [verkkodokumentti, viitattu 10.12.2007]. Saatavissa:
[http://www02.abb.com/global/fiabb/fiabb255.nsf/viewunid/C46D5509D325D21AC225695B002FB07B/\\$file/230_0007.pdf](http://www02.abb.com/global/fiabb/fiabb255.nsf/viewunid/C46D5509D325D21AC225695B002FB07B/$file/230_0007.pdf)
- /7/ Aumala, Olli, *Mittaustekniikan perusteet*. Helsinki: Otatieto. 2001

